

В. В. Кухарчук, С. Ш. Качив, В. Г. Мадьяров, В. В. Усов, Ю. Г. Ведміцький, В. Я. Ніколаєв, С. О. Биковський

МОНІТОРИНГ, ДІАГНОСТУВАННЯ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ГІДРОАГРЕГАТІВ



Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

**МОНІТОРИНГ, ДІАГНОСТУВАННЯ
ТА ПРОГНОЗУВАННЯ
ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ГІДРОАГРЕГАТІВ**

Монографія

Вінниця
ВНТУ
2014

УДК 681.518.3:621.311.214

ББК 32.965:31.56

М77

Автори:

**В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев, В. Г. Мадьяров, В. В. Усов,
Ю. Г. Ведміцький, В. Я. Ніколаєв, С. О. Биковський.**

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 4 від 28.11.2013 р.).

Рецензенти:

Є. Т. Володарський, доктор технічних наук, професор

В. Ю. Кучерук, доктор технічних наук, професор

М77 **Моніторинг**, діагностування та прогнозування вібраційного стану гідроагрегатів : монографія. / В. В. Кухарчук, С. Ш. Кацев, В. В. Усов та ін. – Вінниця : ВНТУ, 2014. – 168 с.

ISBN 978-966-641-573-1

В монографії розглянуто нові підходи до діагностування та прогнозування дефектів гідроагрегатів. Вони полягають в тому, що, виходячи з суттєвої нестационарності віброакустичних сигналів, для їх спектрального аналізу застосовують дискретне вейвлет-перетворення і отримують тривимірний амплітудно-частотно-часовий спектр. Для діагностування і прогнозування дефектів на основі отриманого спектра формується штучна нейроподібна мережа.

УДК 681.518.3:621.311.214

ББК 32.965:31.56

ISBN 978-966-641-573-1

© В. Кухарчук, С. Кацев, В. Мадьяров, В. Усов,
Ю. Ведміцький, В. Ніколаєв, С. Биковський, 2014

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 АНАЛІЗ ВІДОМИХ МЕТОДІВ ТА ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙ.....	9
1.1 Основні поняття теорії вібраційних процесів.....	9
1.2 Причини виникнення вібрацій роторних машин	14
1.2.1 Неврівноваженість ротора.....	14
1.2.2 Порушення співвісності валів.....	17
1.2.3 Порушення жорсткості опорної системи.....	19
1.2.4 Дефекти підшипників ковзання.....	22
1.2.5 Дефекти підшипників кочення	25
1.2.6 Дефекти зубчастих передач	27
1.2.7 Вібрація електричних машин електромагнітного походження	31
1.2.8 Порушення гідро і газодинаміки потоку	33
1.3 Методи та засоби вимірювання віброакустичних сигналів	39
1.3.1 Контрольні точки вимірювання вібрації.....	39
1.3.2 Засоби вимірювання вібросигналів	40
1.4 Операції з опрацювання віброакустичного сигналу	42
1.4.1 Фільтрація (частотна селекція) віброакустичного сигналу.....	42
1.4.2 Часова реалізація (форма сигналу).....	42
1.4.3 Синхронне накопичення (синхронне усереднення в часовій області).....	44
1.4.4 Спектр.....	45
1.4.5 Виділення обвідної.....	46

1.4.6 Кепстр.....	47
2 НЕСТАЦІОНАРНІ ВІБРОАКУСТИЧНІ СИГНАЛИ	
І ЧАСТОТНО-ЧАСОВИЙ СПЕКТРАЛЬНИЙ АНАЛІЗ	50
2.1 Загальні засади спектрального аналізу.....	50
2.2 Кратномасштабний аналіз.....	59
2.3 Формування материнських вейвлетів.....	61
2.4 Частотна ідентифікація масштабних коефіцієнтів дискретного вейвлет-перетворення	68
3 СИСТЕМА АВТОМАТИЗОВАНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ РОЗВИТКУ ДЕФЕКТІВ ГІДРОАГРЕГАТІВ	70
3.1 Принципи побудови САДП-РДГ та її структура.....	70
3.2 Підсистема моніторингу вібраційного стану гідроагрегатів	71
3.2.1 Вимірювальні канали вібрації.....	71
3.2.2 Математичні моделі сенсора вібрацій	73
3.2.3 Структурна схема вимірювальних каналів вібрації	82
3.2.4 Конструкція вимірювального каналу вібрацій	84
3.2.5 Стандартний інтерфейс послідовної передачі даних (RS-232, RS-485).....	85
3.2.6 Принцип дії мікропроцесорного блока управління і обробки.....	89
3.2.7 Алгоритм функціонування підсистеми моніторингу	91
3.3 Підсистема діагностування існуючих дефектів гідроагрегатів та прогнозування їх розвитку	94

3.3.1 Структура та принципи побудови підсистеми.....	94
3.3.2 Математичні моделі та алгоритми дискретного вейвлет-перетворення	95
3.3.3 Штучна нейроподібна мережа для діагностування існуючих дефектів гідроагрегатів: структура, математична модель та алгоритми	113
3.3.4 Штучна нейроподібна мережа для прогнозування розвитку дефектів гідроагрегатів: структура, математична модель та алгоритми	133
ВИСНОВКИ.....	155
ЛІТЕРАТУРА.....	156
ДОДАТОК А Технічні характеристики системи моніторингу...	160
ДОДАТОК Б Інструкція оператора.....	161
ДОДАТОК В Схеми електричні принципів.....	165

ВСТУП

Вітчизняний і закордонний досвід доводить, що впровадження засобів діагностування є одним із найважливіших чинників підвищення економічної ефективності використання устаткування в промисловості. Призначення діагностування – виявлення і попередження відмов та несправностей, підтримка експлуатаційних показників у встановлених межах, прогнозування стану обладнання з метою повного використання ресурсу.

Одним з найпоширеніших видів діагностування є вібродіагностування, оскільки практично миттєва реакція вібросигналу на зміну стану обладнання є незамінною якістю в аварійних ситуаціях, коли визначальним чинником є швидкість постановки діагнозу і прийняття рішення, що черговий раз довела аварія на Саяно-Шушенській ГЕС.

Вібродіагностування – це галузь знань, що включає в собі теорію і методи організації процесів розпізнавання технічних станів машин і механізмів по вихідній інформації, що міститься у віброакустичному сигналі [37].

Основним фізичним носієм інформації про стан елементів працюючого устаткування у вібродіагностуванні є віброакустичний сигнал – збірне поняття, що містить інформацію про коливальні процеси (вібраційні, гідро- або газодинамічні тощо) і акустичний шум механізму в навколишньому середовищі. Отже вібродіагностуванню може піддаватися будь-яке устаткування, функціонування якого супроводжується коливальними процесами. Всяке відхилення параметрів функціонування устаткування від норми призводить до зміни характеру взаємодії його елементів і до зміни супровідної взаємодії віброакустичних процесів [1, 37].

Протягом останніх 20 років у світі (і зокрема на теренах СНД) ведеться активна робота по створенню автоматизованих комп'ютерних систем моніторингу та діагностування дефектів машин та обладнання. Одними з перших були системи, розроблені в АО ВАСТ (м. С.-Петербург), які базувалися на спектра-

льному аналізу вібросигналів, та забезпечували вібродіагностування роторних машин [2–4, 31, 32].

В останні роки створені спеціалізовані комп'ютерні системи для діагностування гідроагрегатів, виробництва ТОВ Ампер (комплекс КНК-32) та ДІАМЕХ2000 (комплекс АЛМА3-7010-ГЕС), які теж базуються на спектральному аналізі вібросигналів.

Недоліком вищезгаданих систем діагностування є те, що спектр сигналу отримується за допомогою звичайного перетворення Фур'є, яке дає адекватний результат лише для стаціонарних сигналів, в той час як вібросигнал гідроагрегату є суттєво нестаціонарним.

Тому останнім часом проводяться дослідження, які виправляють цей недолік (наприклад, [7, 8]), але при цьому нестаціонарний вібросигнал трансформується в тривимірний амплітудно-частотно-часовий спектр (АЧЧС) з допомогою віконного перетворення Фур'є, що має фіксовану ширину вікна і, внаслідок цього, недостатню роздільну здатність.

Авторами було запропоновано здійснювати спектральний аналіз вібросигналів за допомогою дискретного вейвлет-перетворення (ДВП), яке має змінну ширину вікна і тому значно кращу роздільну здатність [18, 19].

Разом з тим, навіть за наявності АЧЧС вібросигналу діагностування існуючих дефектів гідроагрегатів є досить складною задачею. Справа в тому, що гідроагрегат є дуже складною динамічною гідроелектромеханічною системою і математичний опис залежності віброакустичного сигналу від усіх чинників, які викликають вібрацію, практично неможливий. Особливо це стосується гідромеханічної складової вібросигналу, яка викликається турбулентністю, кавітацією, виникненням стоячих хвиль тощо [35, 37].

Тому доцільно розглядати гідроагрегат як «чорний ящик», тобто моделювати не його структуру, а зовнішнє функціонування.

Досить часто таке моделювання здійснюється за допомогою нейромережевих технологій [9, 12, 13, 33, 34].

Найбільш поширеними типами нейронних мереж, що використовуються при моделюванні складних технічних систем є мережі Кохонена, перцептрони, ймовірнісні та нечіткі мережі, нейронні мережі адаптивної резонансної теорії тощо. Вибір типу мережі та її структури залежить як від вхідних потоків даних, так і від вихідних діагностичних висновків.

Для розв'язання задач вібродіагностування та прогнозування передбачається створення системи автоматизованого діагностування і прогнозування розвитку дефектів гідрогенераторів (САДП-РДГ) [21].

В цій системі основні масиви вхідних даних формуються за допомогою ДВП вібросигналів, які надходять від вібросенсорів. Додатково до віброакустичних сигналів САДП-РДГ отримує дані про потужності навантаження та частоту обертів гідроагрегату, а також рівень води у водосховищі.

Вихідні діагностичні висновки повинні відповідати основним чинникам [37], що викликають вібрацію гідроагрегату, а саме: невірноваженість ротора; порушення жорсткості опорної системи; дефекти турбінного і опорно-упорного підшипників; вібрація електричних машин електромагнітного походження; порушення гідродинаміки потоку.

Аналізуючи вищесказане, можна дійти до висновку, що неоднорідність вхідних масивів даних, складність задачі, значна невизначеність експертних оцінок призводять до недоцільності використання стандартних типів нейронних мереж і вимагають розробки нестандартної штучної *нейроподібної* мережі (ШНМ).

1 АНАЛІЗ ВІДОМИХ МЕТОДІВ ТА ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙ

1.1 Основні поняття теорії вібраційних процесів

Коливання

Коливаннями скалярної величини називають процес почергового зростання і зменшення її в часі.

Механічними коливаннями називають коливання значень кінематичного або динамічного параметра, що характеризує механічну систему.

Моногармонічні коливання

У простому випадку поверхня, що вібрує, (точка поверхні, тіло) спричинює коливання (рис. 1.1), які містять складову лише однієї частоти, при цьому координати коливної точки визначаються рівнянням

$$X(t) = A \sin(\omega t + \varphi), \quad (1.1)$$

де додатна величина A – амплітуда гармонічного коливання; $(\omega t + \varphi)$ – повна фаза гармонічного коливання; φ – початкова фаза гармонічного коливання; ω – циклічна або кутова частота.

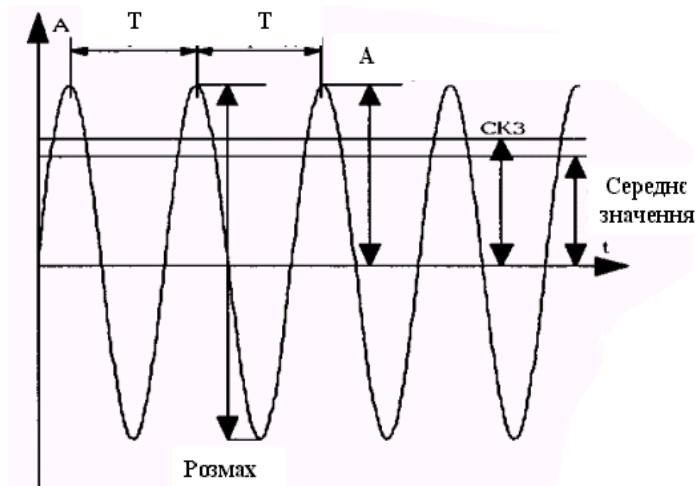


Рисунок 1.1 – Графік моногармонічного коливання

Ці коливання називають синусоїдальними (моногармонічними) і характеризуються такими параметрами як:

- період (T) – найменший проміжок часу, після закінчення якого повторюється кожне значення величини, що змінюється;
- частота (f) – число повних циклів коливання тіла за секунду

$$f = \frac{1}{T}; \quad (1.2)$$

- розмахом коливань, який для моногармонічного коливання дорівнює подвоєній амплітуді;
- середнім значенням амплітуди, який для моногармонічного коливання дорівнює

$$\frac{2A}{\pi} = 0,637 A; \quad (1.3)$$

- середньоквадратичним значенням амплітуди за період, який для моногармонічного коливання дорівнює

$$\frac{A}{\sqrt{2}} = 0,707 A. \quad (1.4)$$

Використовуючи поняття періоду та частоти для кутової частоти можна записати

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f. \quad (1.5)$$

Полігармонічні коливання

Полігармонічні коливання – це періодичні коливання розміру, що характеризує коливання, що можна уявити у вигляді суми моногармонічних складових (рис. 1.2)

$$X(t) = \sum_{i=1}^N A_i \sin(\omega_i t + \varphi_i), \quad (1.6)$$

де A_i – амплітуда i -ї гармонічної складової; φ^i – початкова фаза i -ї гармонічної складової; ω^i – циклічна частота i -ї гармонічної складової.

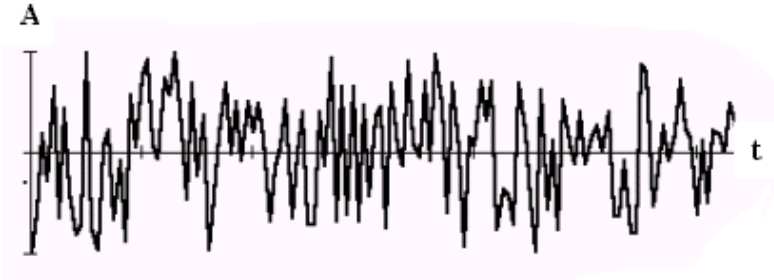


Рисунок 1.2 – Графік полігармонічного коливання

Вібрації

Вібрація – це коливання тіла або окремих його частин відносно нейтрального положення, що змінюються в часі у визначених межах.

Розрізняють абсолютну і відносну вібрації.

Абсолютна вібрація – це коливання тіла відносно положення своєї рівноваги (наприклад, вібрація корпусів машин, фундаментів, трубопроводів щодо Землі), тобто коливання тіла в абсолютній системі координат.

Відносна вібрація – це коливання одного тіла відносно іншого (наприклад, вібрація вала щодо корпусу підшипника), тобто коливання тіла у відносній системі координат.

У переважній кількості випадків вібрація є полігармонічним коливанням.

Параметри вібрації та одиниці вимірювання

Для кількісної оцінки вібрацій найчастіше використовують такі параметри, як розмах, пікове значення, середнє значення, середньоквадратичне значення.

Розмах – це алгебраїчна різниця між найбільшим і найменшим значеннями коливної величини. Розмах коливань є важливим параметром, наприклад, у випадках коли зсув механічних коливань деталі машини є критичним із погляду максимально допустимих механічних напруг і зазорів.

Пікове значення – це найбільше абсолютне значення максимальних відхилень коливної величини. Іноді буває доцільно розрізняти позитивне і негативне пікове значення. Пікове значення ефективне при

оцінці короткочасних механічних ударів. Проте пікове значення відображає тільки максимальне значення досліджуваних коливань, а не їхній часовий розвиток.

Середнє значення відображає часовий розвиток досліджуваних коливань, але його практичне застосування обмежене через те, що воно не має безпосереднього зв'язку ні з якою фізичною величиною цих коливань.

Середньоквадратичне значення (СКЗ) є найважливішим, тому що в ньому враховується часовий розвиток досліджуваних коливань і воно безпосередньо відображає значення, яке пов'язане з енергією сигналу. Для полігармонічних коливань СКЗ складає

$$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N A_i^2}{2}}. \quad (1.7)$$

Віброзміщення, віброшвидкість, віброприскорення

Ці поняття введені для опису вібраційних процесів і їх взаємозв'язок добре ілюструється на прикладі звичайного моногармонічного коливання (рис. 1.3), коли амплітуду хвилі коливань вважати рівною віброзміщенню.

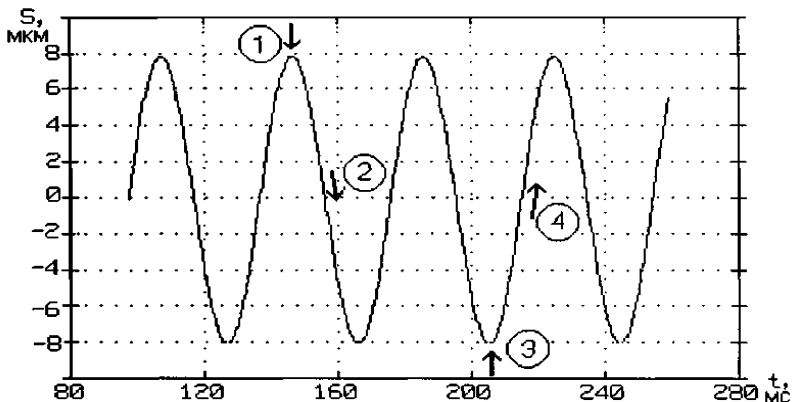


Рисунок 1.3 – Взаємозв'язок віброзміщення, віброшвидкості і віброприскорення

Досить часто для вібродіагностування важливими параметрами є не тільки зсув, а також швидкість або прискорення коливань. Головне розходження цих трьох параметрів полягає у їх взаємному фазовому.

На рис. 1.3 стрілкою з індексом 1 позначено максимум додатного віброзміщення і відповідно максимум від'ємного віброприскорення, при цьому віброшвидкість дорівнює нулю. Стрілкою 2 позначено максимум від'ємної віброшвидкості. Стрілкою 3 – максимум від'ємного віброзміщення і відповідно максимум додатного віброприскорення, при цьому віброшвидкість також дорівнює нулю. Нарешті стрілка 4 відповідає максимуму додатної віброшвидкості.

Амплітуди зсуву, швидкості та прискорення моногармонічного сигналу взаємно пов'язані математичними функціями частоти і часу, які наведено нижче. Нехтуючи фазовими співвідношеннями, віброшвидкість можна визначити поділивши віброприскорення на пропорційний частоті чинник. Аналогічно, віброзміщення можна одержати поділивши віброприскорення на чинник, пропорційний квадрату частоти.

$$v = \frac{a}{2pf}; \quad s = \frac{a}{4p^2 f^2} = \frac{v}{2pf}. \quad (1.8)$$

Віброзміщення, віброшвидкості і віброприскорення у відповідності з вимогами рекомендацій ISO 1000 зазвичай виражаються в одиницях міжнародної системи одиниць, наведених в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Одиниці вимірювання

<i>Віброзміщення</i>	<i>м, мм, мкм</i>
<i>Віброшвидкість</i>	<i>м/с, мм/с</i>
<i>Віброприскорення</i>	<i>м/с²</i>

Прискорення механічних коливань також часто вимірюється в одиницях сили ваги (g), хоча ця одиниця і не входить у міжнародну систему одиниць, відповідно до ISO.

Вибір параметрів механічних коливань

Застосування вібросенсора, що генерує сигнал пропорційний прискоренню, дає можливість вимірювати й аналізувати не тільки віброприскорення, але й віброшвидкості і віброзміщення. Потрібні перетво-

рення забезпечують електронні інтегратори, що вмонтовані в сучасні вібровимірювальні прилади.

При вимірюванні вібрації в широкому частотному діапазоні вибір параметра відіграє важливу роль, особливо тоді, коли віброакустичний сигнал містить багатокладових із різними частотами. Вимірювання віброзміщення визначає складову сигналу з низькими частотами, у той час як вимірювання віброприскорення визначає складову сигналу з високими частотами.

Прийнято називати вібрацію в діапазоні, який нижче частоти обертання ротора, *низькочастотною*, відповідно від частоти обертання ротора до її 20-ї гармоніки – *середньочастотною*, а вище – *високочастотною*.

1.2 Причини виникнення вібрацій роторних машин

Найбільш поширеними причинами виникнення вібрацій роторних машин є [37]:

- невірноваженість ротора;
- порушення співвісності валів;
- порушення жорсткості опорної системи;
- дефекти підшипників ковзання;
- дефекти підшипників кочення;
- дефекти зубчастих передач;
- вібрація електричних машин електромагнітного походження;
- порушення гідро і газодинаміки потоку.

Розглянемо ці причини детальніше.

1.2.1 Невірноваженість ротора

Невірноваженістю ротора називають такий стан ротора, при якому під час обертання виникають відцентрові сили і моменти, що викликають змінні навантаження на опори ротора і його вигин. Невірноваженість ротора можуть викликати джерела механічного походження, гідродинамічного тощо.

Невірноваженість ротора механічного походження викликається виникненням (у силу різноманітних причин) відхилень робочих геометричних розмірів ротора від номінальних конструктивних, тобто

дисбалансу. При обертанні такого ротора з деякою кутовою швидкістю в кожному поперечному перерізі, що має відхилення розмірів від номінальних, виникає відцентрова сила, що обертається разом із ротором і викликає змінні навантаження на опори. При цьому для спостерігача результуюча відцентрова сила обертається, як і її окремі складові, але для ротора вона нерухома і є статичним навантаженням, що може викликати значний вигин.

Вплив відцентрових сил, або дисбалансу, на опори великою мірою визначається динамічними властивостями ротора, тобто його спроможністю до зміни форми при обертанні. Більшість великих агрегатів мають ротори зі змінюваною при обертанні формою осі, тобто так звані гнучкі ротори, проте, основна частина агрегатів середньої і малої потужності мають практично недеформовані при обертанні жорсткі ротори.

Умовно види дисбалансу можна розділити на дві категорії: механічний, або «жорсткий», дисбаланс і дисбаланс, пов'язаний із прогином ротора.

Механічний, або «жорсткий», дисбаланс – один з основних джерел підвищеної вібрації устаткування. Причини його виникнення можна розділити на дві групи. Перша з них – це дефекти, пов'язані з порушенням технології виготовлення, складання і балансування ротора після складання, із заміною або перестановкою деталей у процесі монтажу, що характеризуються підвищеною вібрацією безпосередньо по завершенні ремонту або монтажу устаткування. Інша група – дефекти експлуатації, такі як руйнація і «виліт» частин ротора (наприклад, частин робочого диска, лопатей тощо) у процесі роботи, що характеризуються раптовими однократними стрибкоподібними змінами амплітуди і(або) фази вібрації, і різноманітні види зносу поверхонь ротора.

Дисбаланс, пов'язаний із прогином (у багатьох випадках залишковим) вала, також може викликатися дефектами виготовлення (залишкові деформації, неоднорідність поковки вала, теплова нестабільність в електричних машинах тощо), дефектами монтажу і дефектами експлуатації.

Криві (форми сигналу) віброзміщення і віброшвидкості при неврівноваженості ротора та відсутності інших розвинутих дефектів агре-

гату в багатьох випадках періодичні або майже періодичні, із періодом коливаль, що відповідають частоті обертання ротора, і мають форму, близьку до синусоїдальної. Амплітуда і фаза вібрації на частоті обертання ротора практично стабільні в часі. Крива (форма сигналу) віброприскорення часто має більш «складний» («випадковий») характер.

На рис. 1.4 наведені форми сигналу віброшвидкості (нижній графік) і віброприскорення (верхній графік), що були обміряні з інтервалом у декілька секунд в одній і тій же точці підшипникового щита електродвигуна, який мав невірноваженість ротора. На рисунку вертикальними пунктирними лініями позначений тимчасовий інтервал, що відповідає одному обороту ротора. При цьому крива (форма сигналу) віброприскорення має «складну» форму за рахунок достатньо інтенсивної середньо- і високочастотної випадкової вібрації.

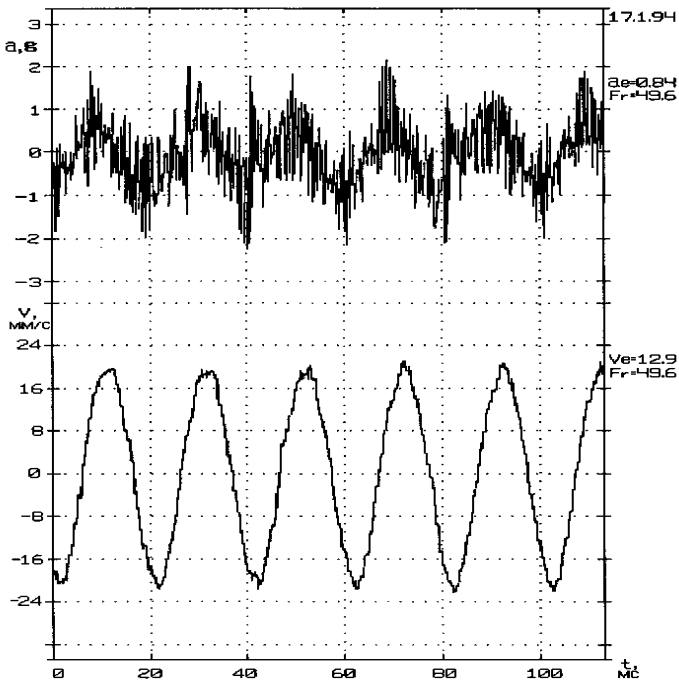


Рисунок 1.4 – Форми сигналів віброприскорення і віброшвидкості електродвигуна, що має невірноваженість ротора

1.2.2 Порушення співвісності валів

Характер вібрації устаткування при порушеннях співвісності валів у більшості випадків визначається конструкцією застосовуваних сполучних муфт. Наприклад, якщо гнучкі або рухливі муфти спроможні компенсувати значні порушення співвісності валів практично без зміни вібростану агрегату за рахунок погіршення умов роботи власних елементів, то жорсткі муфти при цьому, зазнаючи лише підвищені напруження в болтових з'єднаннях, цілком передають нові умови роботи валів на опори, викликаючи значну зміну їхніх реакцій і вібростану агрегату. Зубчасті і напівжорсткі муфти припускають порушення співвісності валів при малопомітній зміні вібростану агрегату, але при цьому для зубчастих муфт це може мати різноманітні несприятливі наслідки: прискорений знос, деформацію або злам зубів. Бувають випадки, коли муфта виявляється більш тривкою, ніж суміжний підшипник, що може призводити до пошкодження останнього.

Таким чином, вібрації опор при порушенні співвісності валів, хоча і не є лінійною функцією ступеня розвитку цього дефекту, достатньо адекватно характеризує спроможність агрегату, як системи справлятися з ним.

Характер вібрації в цьому випадку залежить від розміру і місця прикладання неврівноважених сил, властивостей і якості мастильного прошарку в підшипниках, а також стану муфти. У вібраційному сигналі зазвичай присутні коливання з частотою обертання ротора, можливо її гармоніками, за певних умов можлива поява низькочастотної вібрації.

У спектрі вібрації практично завжди можна спостерігати переважні першу і(або) другу гармоніки частоти обертання ротора. Іноді спостерігається порівняно висока віброактивність і на гармоніках з вищими номерами, але не більше 3–5. При порушеннях співвісності валів у спектрі як правило спостерігається порівняно низький рівень шумів, що обумовлено малим рівнем випадкової вібрації у вібросигналі.

При значних порушеннях співвісності валів (і відсутності інших розвинутих дефектів) для форми сигналу віброприскорення в багатьох випадках властива майже періодична, «нехаотична» форма кривої віб-

рації. Форма сигналу віброшвидкості зазвичай має більш «впорядкований» характер.

Крива сигналу може бути асиметрична, позитивні і негативні значення амплітуд можуть відрізнятися в 1,2–1,5 раз.

На рис. 1.5 наведені форми сигналів віброприскорення і віброшвидкості, обміряні з інтервалом у декілька секунд на кришці задньої підшипникової опори електродвигуна насосного агрегату з порушенням співвісності у вертикальному напрямку.

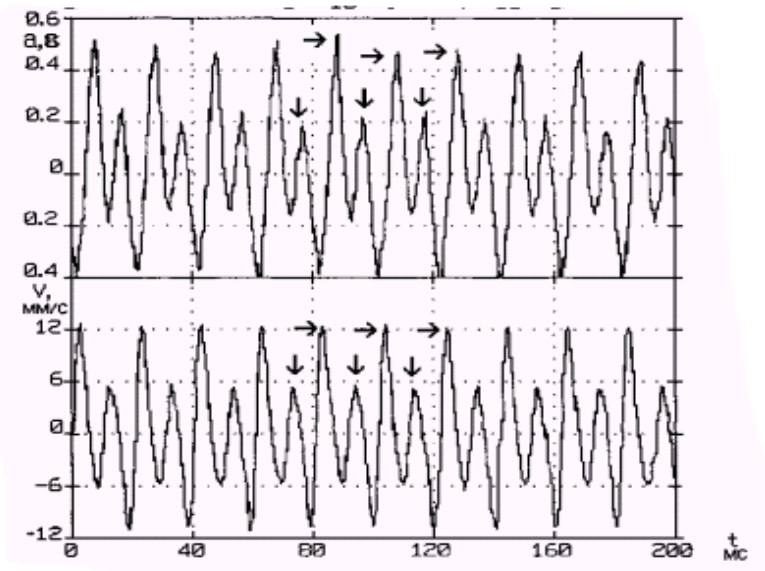


Рисунок 1.5 – Форми сигналів віброприскорення і віброшвидкості електродвигуна, що має порушенням співвісності

На формах сигналу вібрації вертикальними пунктирними лініями позначені тимчасові інтервали, що відповідають двом оборотам ротора. Сигнал вібрації майже періодичний, за один оборот ротора спостерігається два максимуми (мінімуми) кривої, у сигналі віброшвидкості пікові значення локальних максимумів (від обороту до обороту ротора) практично незмінні, у сигналі віброприскорення флюктують у межах 15 % (див. максимуми, позначені однонаправленими стрілками). Випадкова вібрація практично відсутня.

1.2.3 Порушення жорсткості опорної системи

Як відомо, у стійкому режимі обертання коливання ідеально урівноваженого ротора відсутні, проте на реальний ротор впливають різноманітні неврівноважені сили, збуджуючи вібрацію. Оскільки самі по собі порушення жорсткості є не джерелами виникнення вібрації, а лише нелінійним відгуком системи (агрегату) на вплив неврівноважених сил, що викликають вібрацію, то в цьому класі дефектів можна об'єднати ті, що призводять до нерозрахованої зміни жорсткості опорної системи (у тому числі. зменшенню загальних розрахункових мас, що коливаються разом із джерелами порушення) і підвищенню вібрації устаткування. З появою дефектів цієї групи вібрація іноді може багаторазово перевищувати припустимі значення.

Вплив жорсткості опорної системи на вібрацію очевидний. Амплітуда вібрації зворотно пропорційна динамічній жорсткості

$$A = P_0 C_d^{-1} \quad (1.9)$$

де A – амплітуда вібрації; C_d – динамічна жорсткість; P_0 – амплітуда сили.

Істотно знижується динамічна жорсткість в області резонансу. При резонансі навіть невеличкі сили призводять до надмірної вібрації опор. Для усунення цієї проблеми необхідне налагодження опорної системи від резонансу зміною її жорсткості, звичайно убік збільшення, або маси.

Реальні опори у вертикальному і горизонтально поперечному напрямках мають різну жорсткість. Ця властивість опор називається анізотропністю. При анізотропності частотні характеристики для вертикального і горизонтально-поперечного напрямків різні.

Нелінійна жорсткість опор характеризується порушенням пропорційності між силою і деформаціями. Внаслідок нелінійності при впливі гармонічної сили порушення (що викликається, наприклад, неврівноваженістю ротора) і гармонічних переміщеннях вала опорна реакція може мати складний спектр, що містить різні гармоніки оборотної частоти.

Анізотропність і нелінійність у загальному випадку не пов'язані з якимись дефектами, проте їхній вплив на характер вібрації досить

значний. На нелінійних опорах можуть спостерігатися субгармонічні коливання, або субгармонічний резонанс. Субгармонічні коливання мають частоту, у ціле число разів меншу частоти обертання, при цьому переважають коливання з половинною частотою.

Розмір і характер вібрації при ослабленнях жорсткості залежить від ступеня розвитку дефекту (зміни жорсткості системи), величин не-врівноважених (які залежать або не залежать від технологічних параметрів) і властивостей конкретного агрегату – анізотропності і нелінійності опорної системи. Вібраційний сигнал зазвичай має складний характер, у ньому присутні коливання в широкому діапазоні частот.

Промислові агрегати мають велику кількість з'єднань, ослаблення жорсткості яких може призвести до ушкодження або аварії. Ослаблення жорсткості можна умовно розділити на два класи:

- ослаблення жорсткості структурних елементів (опорної системи): фундаменту (тріщини на фундаменті, контакт столу фундаменту і перекриття, осадка фундаменту, відрив фундаментної плити від фундаменту тощо), рами, корпусних елементів (корпусні тріщини), підшипникових опор, нерухомих деталей підшипників;
- ослаблення жорсткості обертових елементів: деталей, що кріпляться на роторі, ротора в підшипнику, у зубчастих муфтах, у редукторах.

При ослабленнях жорсткості (і відсутності інших дефектів) для форми сигналу віброприскорення, у низці випадків, властиві такі особливості:

- неперіодичний, хаотичний характер кривої вібрації: немає повторюваної «картинки» кривої вібрації від обороту до обороту ротора;
- нерегулярні інтервали між переважними піками, кількість і розмір котрих (протягом часового інтервалу, що відповідає кільком оборотам ротора) можуть значно змінюватися; при цьому пікове значення може досягати $6g$ і більше у випадку розвитих дефектів.

Проте цього може не спостерігатися (особливо при сильному розвитку деяких видів порушень жорсткості) при «далекості» площини ослаблення жорсткості від ротора.

Форма сигналу віброшвидкості може мати більш «упорядкований» характер (у порівнянні із сигналом віброприскорення), проте ам-

Шановний читачу!

Умови придбання надрукованих примірників монографії наведені на сайті видавництва <http://publish.vntu.edu.ua/get/?isbn=978-966-641-573-1>

Уважаемый читатель!

Условия приобретения печатных экземпляров монографии приведены на сайте издательства <http://publish.vntu.edu.ua/get/?isbn=978-966-641-573-1>

Dear reader!

You may order this monograph at the Web page <http://publish.vntu.edu.ua/get/?isbn=978-966-641-573-1>

Наукове видання

**Кухарчук Василь Васильович
Кацев Самоїл Шулімович
Мадьяров Вячеслав Губейович
Усов Віктор Володимирович
Ведміцький Юрій Григорович
Ніколаєв Володимир Якович
Биковський Сергій Олександрович**

**МОНІТОРИНГ, ДІАГНОСТУВАННЯ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ
ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ГІДРОАГРЕГАТІВ**

Монографія

Редактор С. Малішевська

Оригінал-макет підготовлено С. Кацевом

Підписано до друку 10.06.2014 р.
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різнографічний. Ум. др. арк. 9,7
Наклад 300 (1-й запуск 1–75) прим. Зам № В2014-28

Вінницький національний технічний університет,
КІВЦ ВНТУ,
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-85-32.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано ФОП Барановська Т. П.
21021, м. Вінниця, вул. Порика, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 4377 від 31.07.2012 р.